

CLIPPEDIMAGE= JP405065076A

PAT-NO: JP405065076A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 05065076 A

TITLE: STRUCTURE OF STRENGTH MEMBER OF CAR BODY

PUBN-DATE: March 19, 1993

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

SHIMOSE, YOSHIBUMI

MATSUURA, YASUKUNI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

NISSAN MOTOR CO LTD

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP03229364

APPL-DATE: September 10, 1991

INT-CL (IPC): B62D021/15

US-CL-CURRENT: 280/781

ABSTRACT:

PURPOSE: To suppress the initial reaction load when a member body launches a collision and increase the collisional energy absorbing amount by maintaining the mean reaction load high.

CONSTITUTION: A longitudinal rib 3 and a crosswise rib 4 are formed in a single piece in the longitudinal direction within the member body 1 of a side member SM formed through extrusion process from an aluminum light alloy material in a closed square section. Arc-shaped slopes 3a, 4a are formed at the ends of the longitudinal and crosswise ribs 3, 4. The relation between length Lb of the slopes 3a, 4a and the peripheral length La of the member

body 1 is  $1/2La < Lb < La$ .

COPYRIGHT: (C) 1993, JPO&Japio

(19)日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11)特許出願公開番号

特開平5-65076

(43)公開日 平成5年(1993)3月19日

(51)Int.Cl.<sup>6</sup>

B 6 2 D 21/15

識別記号

庁内整理番号

F 1

技術表示箇所

B 7816-3D

審査請求 未請求 請求項の数1(全 6 頁)

(21)出願番号 特願平3-229364

(22)出願日 平成3年(1991)9月10日

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72)発明者 下瀬 義文

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

(72)発明者 松浦 康城

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

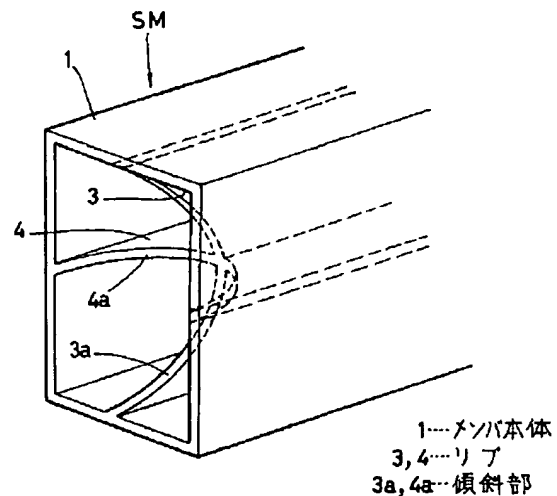
(74)代理人 弁理士 志賀 富士弥 (外3名)

(54)【発明の名称】 自動車の車体強度メンバ構造

(57)【要約】

【目的】 メンバ本体の衝突時における初期反力荷重を小さく抑えると共に、平均的な反力荷重を高く維持して衝突エネルギー吸収量の増大を図る。

【構成】 アルミ軽合金材料で方形閉断面に押出し成形したサイドメンバSMのメンバ本体1内に、縦リブ3と横リブ4とを長手方向に一体成形してある。縦リブ3と横リブ4の端部には弧状の傾斜部3a、4aを形成してある。傾斜部3a、4aの長さLbとメンバ本体1の長辺長さLaとの関係を $1/2La < Lb < La$ としてある。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 閉断面に押出し成形されて車体前後方向に配設されるメンバ本体の内部に、該閉断面を複数に隔成するリブを長手方向に一体成形した構造において、前記リブの端部に、メンバ本体の周縁部との結合点からメンバ本体の内部に向かう傾斜部を形成したことを特徴とする自動車の車体強度メンバ構造。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は自動車の車体強度メンバ構造、とりわけ、フロントサイドメンバやリヤサイドメンバ等のように車体の前後方向に配設される強度メンバの構造に関する。

【0002】

【従来の技術】図13は自動車の車体骨格構造を示すもので、車体骨格は車体前後方向の強度メンバであるサイドメンバSMやサイドシルSSに、車幅方向の強度メンバである複数本のクロスメンバCMを接合して骨格のベースとし、この骨格ベースにフロントピラーAP、センターピラーBP、およびリヤピラーCPを車体上下方向

の強度メンバとして立設して概ね構成されている。  
【0003】前述の車体前後方向の強度メンバ、例えばサイドメンバSMとしては、図14に示すようにアルミ軽合金材料を用いて方形の閉断面に押出し成形したものが知られている（特開昭64-67482号公報参照）。このサイドメンバSMは、メンバ本体1の端部の周壁に長手方向に適宜の間隔をおいて複数条の溶接ビード2を設けてあって、溶接ビード2の成形時の焼き鈍し効果により節目状に低剛性部が形成され、軸方向に衝突入力 が作用した場合に、前記低剛性部でメンバ本体1が容易に座屈変形し得るようにしたものである。

【0004】また、この他に図15に示すように前述と同様にアルミ軽合金材料を用いて方形の閉断面に押出し成形したメンバ本体1の内部に、該閉断面を複数に隔成する縦リブ3と横リブ4とを長手方向に一体成形して、メンバ本体1を格子状の閉断面に形成したものも考えられる。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】車両の衝突時にサイドメンバSMに軸方向に衝突入力 が作用すると、図14に示したものにあってはメンバ本体1の端部の周壁に長手方向に複数条の溶接ビード2を形成してあって、これら溶接ビード2部分を起点として座屈変形し易いため、図12のa線で示すように初期反力荷重 $P_{ci}$ を比較的に小さく抑えることができる半面、座屈開始後に発生する平均的な反力荷重 $P_{mi}$ も小さくなって、衝突エネルギー吸収量が少なくなってしまう。

【0006】また、図15に示したものにあっては、縦リブ3と横リブ4とによってメンバ本体1の閉断面を格子状に形成することにより、図12のb線で示すように

平均的な反力荷重 $P_{m2}$ を高めて衝突エネルギー吸収量を大きくできる半面、初期反力荷重 $P_{c2}$ が大きくなって車体に加わる衝撃力が高くなってしまふ。

【0007】そこで、本発明は衝突時の初期反力荷重を小さくすることができると共に、座屈開始後の平均的な反力荷重を高めて所期する衝突エネルギー吸収量を確保することができる自動車の車体強度メンバ構造を提供するものである。

【0008】

【課題を解決するための手段】閉断面に押出し成形されて車体前後方向に配設されるメンバ本体の内部に、該閉断面を複数に隔成するリブを長手方向に一体成形した構造において、前記リブの端部に、メンバ本体の周縁部との結合点からメンバ本体の内部に向かう傾斜部を形成してある。

【0009】

【作用】車両の衝突時にメンバ本体の端部に軸方向に衝突入力 が作用すると、メンバ本体の端面部分ではリブにメンバ本体の周縁部との結合点からメンバ本体の内部に向かう傾斜部を形成してあって、リブ断面積が極端に小さくなっているため軸方向に座屈変形し易く、従って、初期反力荷重を小さく抑えることができる。そして、座屈の進行と共にリブ断面積が漸増するため、リブ本来の補強効果が得られ、平均的な反力荷重が高められて衝突エネルギー吸収量が増大される。

【0010】

【実施例】以下、本発明の実施例をサイドメンバを例に採って、前記従来の構成と同一部分に同一符号を付して詳述する。

【0011】図1、2において、1はアルミ軽合金材料により方形の閉断面に押出し成形したサイドメンバSMのメンバ本体を示し、このメンバ本体1の内部には、該閉断面を複数に隔成する縦リブ3と横リブ4とを長手方向に一体成形してある。これら縦リブ3と横リブ4の端部には、メンバ本体1の周縁部との結合点からメンバ本体1の内部に向かう傾斜部3a、4aを形成してある。この実施例にあっては傾斜部3a、4aを、縦リブ3と横リブ4との交点を最深部とする弧状に形成して、メンバ本体1の端面側から内部に行くにしたがって、リブ断面積が零から漸増するようにして、該端部に軸方向に衝突入力 が作用した場合に座屈変形し易いようにしてある。

【0012】ここで、メンバ本体1の長辺の長さを $L$ 、傾斜部3a、4aのメンバ本体1端面から最深部までの長さを $L_b$ として、前記衝突入力に対する初期反力荷重の変化を考察すると、図3に示すように前記寸法 $L_b$ の増加と共に初期反力荷重が減少するが、 $L_b$ が $L_a$ の寸法を越えると初期反力荷重が、内部にリブのない単純方形閉断面のメンバ本体1（図14参照）における初期反力荷重 $P_{ci}$ と同等の値として得られ略一定とな

る。また、 $L_b$ が $1/2L_a$ の寸法付近では初期反力荷重が前記 $P_{c1}$ に漸近するようになる。

【0013】一方、前述の $L_b$ の寸法を $L_a$ 以上に設定した場合のメンバ本体1の座屈荷重-変位特性を考察すると、図4に示すように、衝突時における初期反力荷重は $P_{c1}$ となるが、その後急激に反力荷重が減少し、そして、再び上昇して縦リブ3と横リブ4の傾斜部3a、4aの交点を越えると反力荷重が $P_{m2}$ として得られ略一定となる。しかし、この場合、メンバ本体1の衝突時の座屈変形初期には、前記反力荷重の急激な落ち込みがあるため、縦リブ3、横リブ4を設けたことによる衝突エネルギー吸収量の大幅な増大は望めなくなってしまう。

【0014】そこで、前述の傾斜部3a、4aの寸法 $L_b$ は、初期反力荷重、衝突エネルギー吸収量、およびメンバ本体1の蛇腹状の座屈変形ピッチ等を考慮して、 $1/2L_a < L_b < L_a$ の範囲に設定してある。

【0015】以上の実施例構造によれば、車両衝突時にメンバ本体1の端部に衝突入力作用すると、メンバ本体1が内部の縦リブ3、横リブ4と共に座屈して潰れながら衝突エネルギーを吸収して行くが、衝突初期には縦リブ3、横リブ4の弧状の傾斜部3a、4aの形成によってメンバ本体1の周壁だけの座屈となり、図12のC線で示すように初期反力荷重は $P_{c1}$ として得られ低く抑えることができる。座屈変形が図2に示すA位置からB位置に進むと、縦リブ3、横リブ4の断面積が漸増していて、これら縦リブ3、横リブ4も座屈するため、反力荷重の急激な落ち込みが回避され、そして、これら縦リブ3、横リブ4の傾斜部3a、4aの交点以降に座屈変形が進行することにより、反力荷重が $P_{m2}$ となって略一定するようになる。従って、車両衝突時の初期反力荷重を小さく抑えて衝撃力を小さくすることができると共に、衝突初期後の平均的な反力荷重を高めて、衝突エネルギー吸収量の増大化を実現することができる。

【0016】前記実施例にあっては、メンバ本体1内のリブを縦リブ3と横リブ4とで交差配置した場合を示したが、この他、図5に示すようにメンバ本体1内に横リブ4を複数設けて、これら横リブ4の端部に前述の同様に傾斜部4aを形成することによっても所期の目的を達成することができる。

【0017】図6、7は前述の構成のサイドメンバSMを傾斜部3a、4a形成側の端部を車体前部に配置してフロントサイドメンバSM<sub>1</sub>として用いた場合で、フロントバンパー5はバンパーステイ6を介してフロントサイドメンバSM<sub>1</sub>の前端部に取り付けられる。バンパーステイ6は、上下縁にノッチ8を形成すると共に前端部上下縁に一侧方向にバンパー取付部9を曲折成形したプレート状のステイ本体7と、ステイ本体7の後部に曲折成形されて、メンバ本体1の前端面に係合する受圧部10とを備え、この受圧部10の側縁より後方に向けて曲

折成形したブラケット11をメンバ本体1の一侧の側壁面に内接させてボルト・ナット固定するようにしてある。前記バンパー取付部9は周縁部の略後半部に接合して上下方向に跨設したステイフナー12で補強され、フロントバンパー5はその上下壁後縁に突設したブラケット13をバンパー取付部9に重合してボルト・ナット固定される。

【0018】従って、この実施例にあっては、車両が前面衝突した場合、軽衝突時では図8に示すようにステイ本体7のみがノッチ8形成部分を起点として一侧に曲げ変形して衝突エネルギーを吸収し、車体側の変形損傷を防ぐ一方、衝突の度合いが大きい場合にはステイ本体7の曲げ変形によりバンパー取付部9が受圧部10に突き当たり、該受圧部10を介してメンバ本体1の端部に平均的に衝突入力を作用させ、該メンバ本体1を前述の如く座屈変形させて衝突エネルギーを吸収する。

【0019】図9はバンパーステイ6の異なる例を示すもので、ステイ本体7はその中間部に蛇腹部7aを形成してあると共に、その一侧にメンバ本体1の一方の側壁面に内接するウエッジ部14を接合配置してある。ステイ本体7の後端部の上下縁にはブラケット11a、11aを曲折成形して、ブラケット11aをメンバ本体1の上壁に、およびブラケット11bをメンバ本体1の側壁にそれぞれ重合してボルト・ナット15固定して取り付けられる。

【0020】この実施例の場合、車両の後面衝突時には図10に示すように、始めにステイ本体7が蛇腹部7aで塑性変形してメンバ本体1内に後退移動する。これに伴ってウエッジ部14でメンバ本体1の一侧壁を内側に変形させて、メンバ本体1の座屈変形のトリガーとさせ、該メンバ本体1を前述と同様に座屈変形させて衝突エネルギーを吸収する。

【0021】図11はサイドメンバSMを傾斜部3a、4a形成側の端部を車体後部に配置してリヤサイドメンバSM<sub>2</sub>として用いた場合を示している。この実施例にあっては、車両の後面衝突時にはメンバ本体1が、縦リブ3、横リブ4の各傾斜部3a、4a（図1参照）の形成により、初期反力荷重の上昇を伴わずに座屈変形を開始し、次第に内部の縦リブ3、横リブ4と共に蛇腹状に整然と座屈変形して衝突エネルギーを効率よく吸収することができる。リヤサイドメンバSM<sub>2</sub>の場合、図11に示すようにその後側部分には図外のサスペンションメンバ等との干渉を回避するために、上方に湾曲するアーチ部MAを形成してある関係上、後面衝突時の初期反力荷重が高いと、該アーチ部MAに応力が集中して同図鎖線で示すようにアーチ部MAが折れて衝突エネルギー吸収をうまく行えなくなることが考えられるが、本実施例のように衝突時の初期反力荷重を小さく抑えられることで、メンバ本体1の後端部の蛇腹状の塑性変形を漸次車体前方へ波及させることができ、アーチ部MAの折損

5

を生じることなく効果的な衝突エネルギー吸収を行わせることができる。

【0022】なお、前記実施例ではサイドメンバSMについて説明したが、この他、車体前後方向に配設されるサイドシルSSに適用して前述と同様の効果を得ることができる。

【0023】

【発明の効果】以上のように本発明によれば、メンバ本体の閉断面内に一体成形したリブの端部には傾斜部を形成してあって、メンバ本体の端面側からリブの断面積が漸増するように形成してあるため、該メンバ本体の端部に衝突入力が発生した場合に、初期反力荷重を小さく抑えることができると共に、平均的な反力荷重を高く維持できて衝突エネルギー吸収量を著しく増大することができるという実用上多大な効果を有する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例を示す斜視図。

【図2】同実施例の側面図。

【図3】同実施例のリブの傾斜部長さと座屈荷重との関係を示す特性図。

6

【図4】同実施例のリブの傾斜部長さをメンバ本体の長辺長さよりも大きくした場合のメンバ本体の座屈荷重-変位特性図。

【図5】本発明の異なる例を示す斜視図。

【図6】図1のメンバ本体をフロントサイドメンバに適用した例を示す分解斜視図。

【図7】図6のC矢視図。

【図8】図6、7に示したバンパーステイの変形状態を示す平面図。

【図9】バンパーステイの異なる例を示す斜視図。

【図10】図9のバンパーステイの変形状態を示す平面図。

【図11】図1のメンバ本体をリヤサイドメンバに適用した例を示す側面図。

【図12】メンバ本体の座屈荷重-変位特性図。

【図13】自動車の車体骨格構造を示す斜視図。

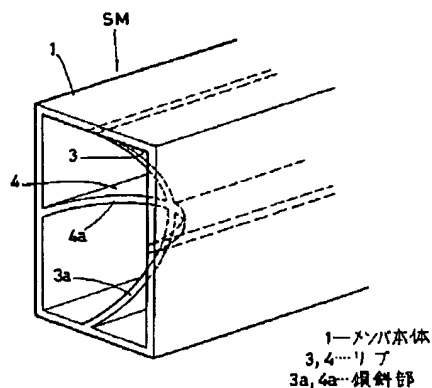
【図14】従来のメンバ本体の構造を示す斜視図。

【図15】従来のメンバ本体の異なる例を示す斜視図。

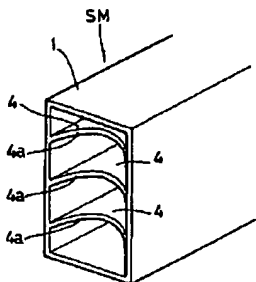
【符号の説明】

20 1…メンバ本体、3、4…リブ、3a、4a…傾斜部。

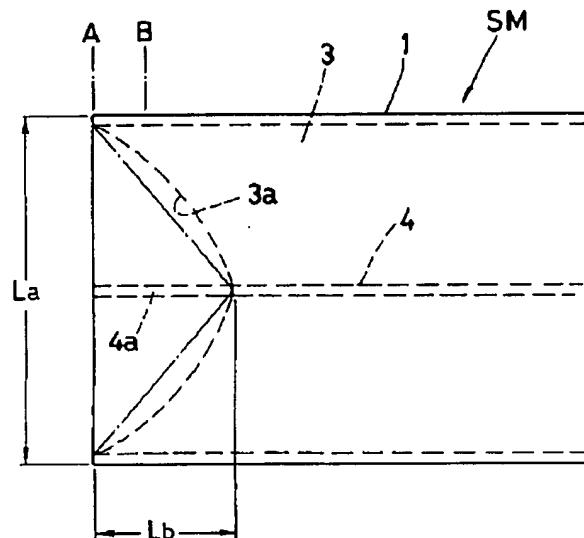
【図1】



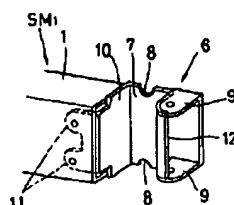
【図5】



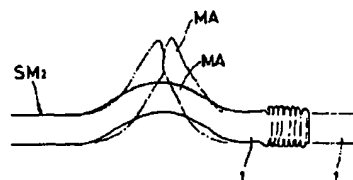
【図2】



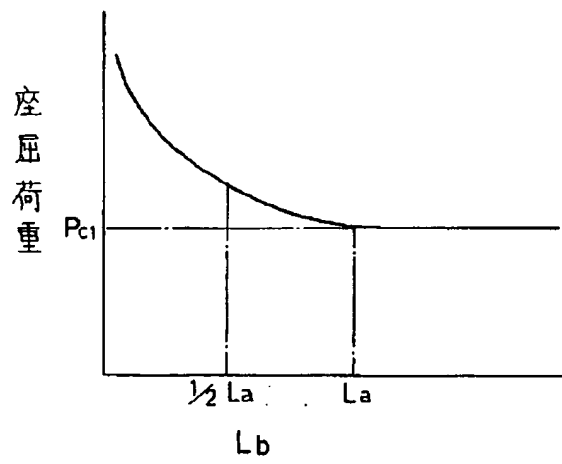
【図7】



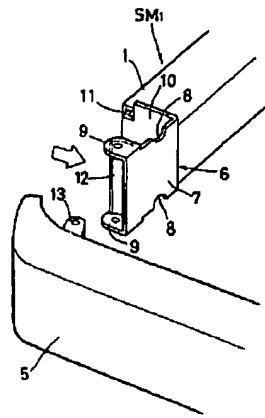
【図11】



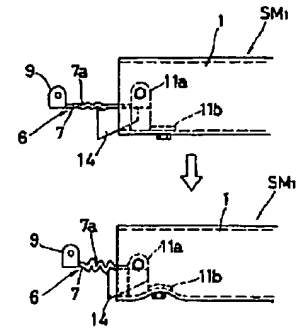
【図3】



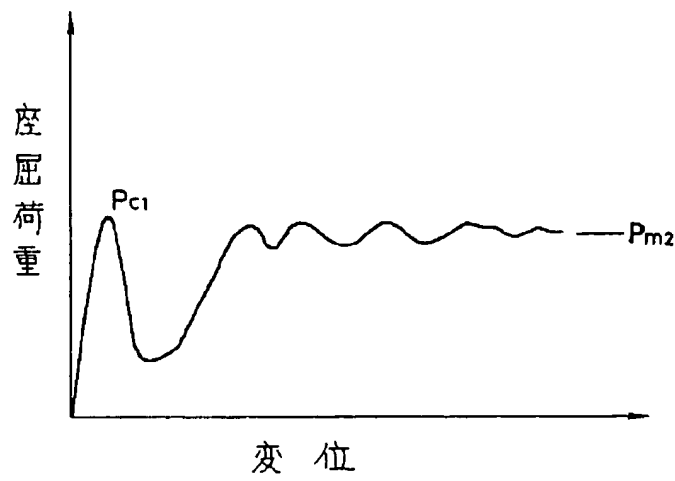
【図6】



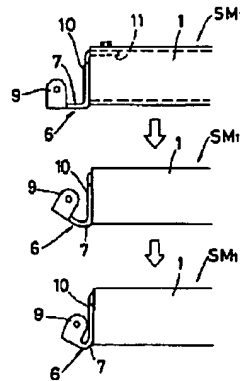
【図10】



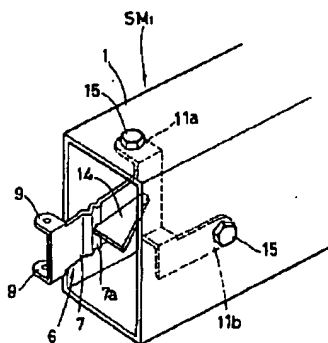
【図4】



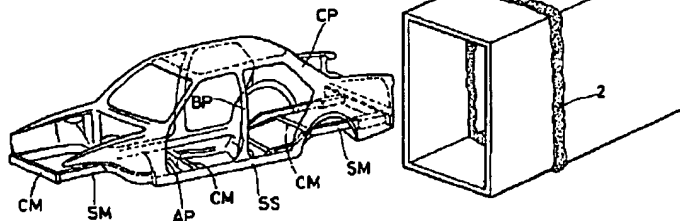
【図8】



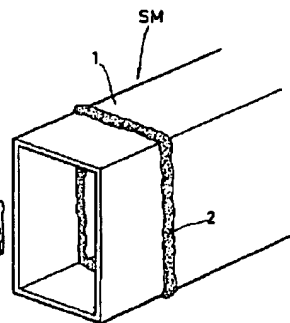
【図9】



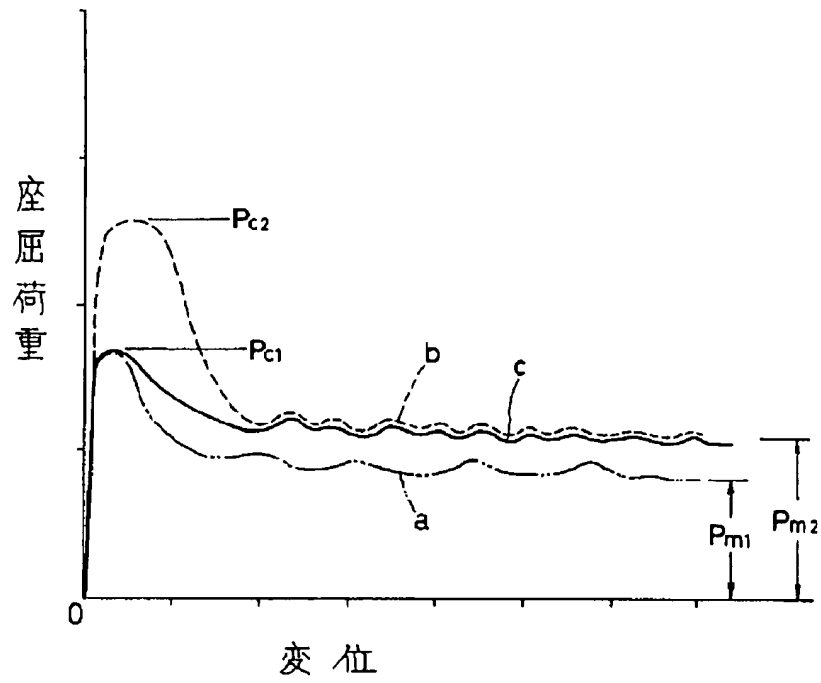
【図13】



【図14】



【図12】



【図15】

